

Ottomotorische Aufladekonzepte unter Einsatz eines Schraubenladers

Prof. Dr.-Ing. H. Pucher, Dipl.-Ing. K. von Räden, Berlin

(Diese Arbeit wurde durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft gefördert)

Zusammenfassung

In jüngster Zeit hat die mechanische Aufladung von Verbrennungsmotoren durch Verdrängerlader wieder stärker an Interesse gewonnen, die Anzahl mechanisch aufgeladener Serienmotoren steigt.

Der vorgelegte Bericht stellt die Simulationsergebnisse möglicher Varianten der Laststeuerung für ein System aus Ottomotor und Schraubenlader vor. Der Schwerpunkt wird hierbei auf *Konzepte* gelegt, die einen *Verzicht auf eine Drosselklappe* ermöglichen und stattdessen das Lieferverhalten des Laders durch laderinterne Steuereinrichtungen wie etwa Schieber beeinflussen.

Ergänzend wird die Änderung des Schluckverhaltens des Motors durch frühes Schließen des Einlaßventils vertieft untersucht (Miller-Verfahren), um den Regelbereich der Laststeuerung zu erweitern.

Gestützt auf Simulationsrechnungen werden die Vor- und Nachteile der verschiedenen Laststeuerkonzepte erarbeitet und bewertet.

Abstract

In the last years the use of mechanical supercharging has met increased interest, resulting in several new mass-produced engines.

This paper sketches the simulation results of possible load-control concepts for an Otto-cycle engine-supercharger system, putting emphasis on systems that allow to avoid throttling by adapting the supercharger to deliver using internal means like inlet slides.

Furthermore the engines breathing is altered by using variable inlet timing, closing the inlet valves early (Miller-concept) to broaden the range of realisable load conditions.

Based on simulation calculations the pros and cons of the different load-control concepts will be shown and valued.

1. Einleitung

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren zur Steigerung der Motorleistung ist ein seit der Anfangszeit des Motorenbaus bekanntes Verfahren.

Unter Aufladung versteht man das Vorverdichten der gesamten oder eines Teils der Ladung außerhalb des Arbeitszylinders mit dem Ziel der Ladungserhöhung im Zylinder [1].

Als wesentliche *Vorteile der Aufladung von Fahrzeugmotoren* lassen sich anführen:

- Kleineres benötigtes Hub- und damit Bauvolumen, um eine geforderte Nennleistung darzustellen,
- geringere Reibleistung bei Nennleistung infolge des kleineren Basismotors,
- das bestehende Motorenangebot eines Automobilherstellers kann um leistungsstärkere Varianten ergänzt werden, ohne daß dafür komplette Neukonstruktionen notwendig werden.

Von den existierenden Aufladeverfahren haben zwei Prinzipien die größte Verbreitung gefunden

- *Abgasturboaufladung*: der Antrieb des Laders erfolgt durch eine Turbine, die von der Abgasenergie des Verbrennungsmotors angetrieben wird.
- *Mechanische Aufladung*: der Antrieb des Laders erfolgt durch eine mechanische Kopplung an den Verbrennungsmotor, etwa über einen Riementrieb.

Stand bis vor kurzem noch die Leistungssteigerung durch Aufladung im Vordergrund, so gewinnt angesichts der immer dringlicheren Forderungen nach Schonung der Ressourcen und Entlastung der Umwelt die Möglichkeit der Wirkungsgradsteigerung durch Aufladung zunehmend an Bedeutung.

Ein wesentlicher Ansatzpunkt zur Darstellung verbrauchoptimierter Fahrzeugkonzepte liegt in den sehr geringen Vollastanteilen im praktischen Fahrzeugbetrieb. Die Motoren werden meist im unteren Teillastbereich betrieben, nur für sehr kurze Zeiten, wie etwa für Beschleunigungsvorgänge, wird die Vollast abgerufen.

Die Verwendung von Motoren mit deutlich kleineren Hubvolumina als heute noch üblich, die durch Aufladung die für ein akzeptables Beschleunigungsverhalten nötige Vollast erzielen, verspricht ein deutliches Verbrauchssenkungspotential.

Heute werden zur Aufladung von Fahrzeugmotoren überwiegend Abgasturbolader verwendet. Durch die permanente Weiterentwicklung des Abgasturboladers konnte sowohl dessen Wirkungsgrad gesteigert als auch die Trägheit des Laufzeuges reduziert werden. So ist es möglich, den zur Fahrzeugbeschleunigung erforderlichen Ladedruck schnell aufzubauen. Der als "Turboloch" bekannte Nachteil konnte also minimiert werden.

Die Turbine des Turboladers bezieht die erforderliche Leistung aus dem Abgas. Dazu ist ein hinreichend hoher Aufstaudruck vor der Turbine erforderlich, der sich in einer erhöhten Ladungswechselverlustarbeit des abgasturboaufgeladenen Motors gegenüber dem des Saugmotors auswirkt.

Besonders deutlich zeigt sich dies bei Betriebspunkten, in denen nur ein Teil des Abgasmassenstroms in der Turbine genutzt wird, während der andere Teil über das "Wastegate" ungenutzt in den Auspuff gelangt. Hierdurch wird das Verhältnis zwischen der dem Turbolader zur Verfügung stehenden Abgasleistung und gelieferter Nutzleistung ungünstiger, die Ladungswechselschleife des turboaufgeladenen Motors macht dies deutlich (**Bild 1**).

Beim mechanisch angetriebenen Lader kann ein großer Teil der im Lader für die Verdichtung aufgewandten Arbeit beim Ladungswechsel genutzt werden. In der Prinzipdarstellung von Bild 1 sind die im Motor nutzbare Ladungswechselarbeit, dargestellt durch die schraffierte Fläche, und die durch die unterbrochene Linie angedeutete, im Lader aufzuwendende Verdichtungsarbeit erkennbar.

Ein besonderer Vorteil der mechanischen Aufladung ist das grundsätzlich bessere Beschleunigungsverhalten, weil aufgrund der mechanischen Kopplung zwischen Motor- und Laderdrehzahl der Ladedruck unmittelbar mit der Drehzahl ansteigt.

In letzter Zeit steigt wieder deutlich das Interesse an mechanisch angetriebenen Ladern, insbesondere an solchen der Verdrängerbauart, was sich auch in der steigenden Anzahl von neu auf den Markt gekommenen Motoren mit mechanischer Aufladung widerspiegelt. Als Beispiele seien hier die Kompressor-Motoren von Mercedes genannt, sowie der Motor im Mazda Xedos 9.

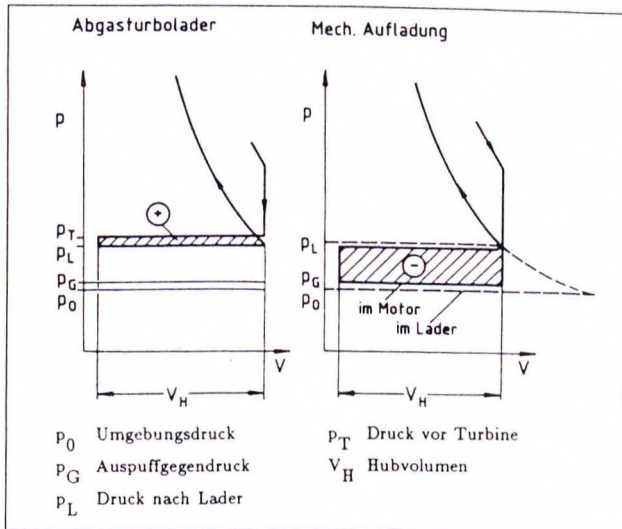


Bild 1: Ladungswechselarbeit im Idealprozess bei Aufladung durch Abgasturbolader und mechanisch angetriebenen Verdrängerlader [2]

Vielfach wird aufgrund seines im Vergleich zum Ottomotor besseren Wirkungsgrads der Dieselmotor als günstigere Basis für verbrauchoptimierte Fahrzeugkonzepte gesehen. Dabei darf jedoch nicht übersehen werden, daß für Dieselmotoren die Einhaltung der stetig strenger werdenden Emissionsgrenzwerte schwieriger ist, während effiziente Abgasnachbehandlungssysteme für Ottomotoren bereits serienmäßig verfügbar sind.

Bereits 1994 wurde über die mechanische Aufladung als Alternative zur Abgasturboaufladung beim Dieselmotor berichtet [3]. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen sind nun Untersuchungen für den Ottomotor mit mechanischer Aufladung durchgeführt worden.

Der Ottomotor kann nur in einem relativ schmalen Bereich des Luftverhältnisses betrieben werden, im Betrieb mit geregelter Katalysator im wesentlichen nur bei stöchiometrischem Kraftstoff- Luftgemisch. Daraus ergibt sich, daß zur Lastregelung nicht nur der zugeführte Kraftstoffmassenstrom sondern auch der Luftmassenstrom anzupassen ist.

Bei Saugmotoren wird hierzu üblicherweise eine Drosselklappe eingesetzt, was aber mit abnehmender Last infolge des niedrigeren Eintrittsdrucks zu einer immer größeren Ladungswechselverlustarbeit führt.

Gelingt es, die Laststeuerung statt durch eine Drosselklappe durch ein weniger dissipatives Steuerorgane zu realisieren, können sich deutliche Verbrauchssenkungspotentiale ergeben [4].

Zwei Ansätze hierfür sind die Lastregelung durch variable Steuerzeiten für die Einlaßventile des Motors und geeignete Steuereinrichtungen zur Lastanpassung des von einem Lader geförderten Massenstroms.

Die Anpassung des Lader-Lieferverhaltens kann durch laderinterne oder externe Steuerungseinrichtungen erfolgen. Laderinterne Steuerungseinrichtungen wie beispielsweise ein Steuerschieber beeinflussen unmittelbar den Arbeitsprozeß des Laders, externe Steuerungseinrichtungen wie ein Bypass sind außerhalb des Laders angeordnet.

2. Zusammenwirken von Motor und Lader

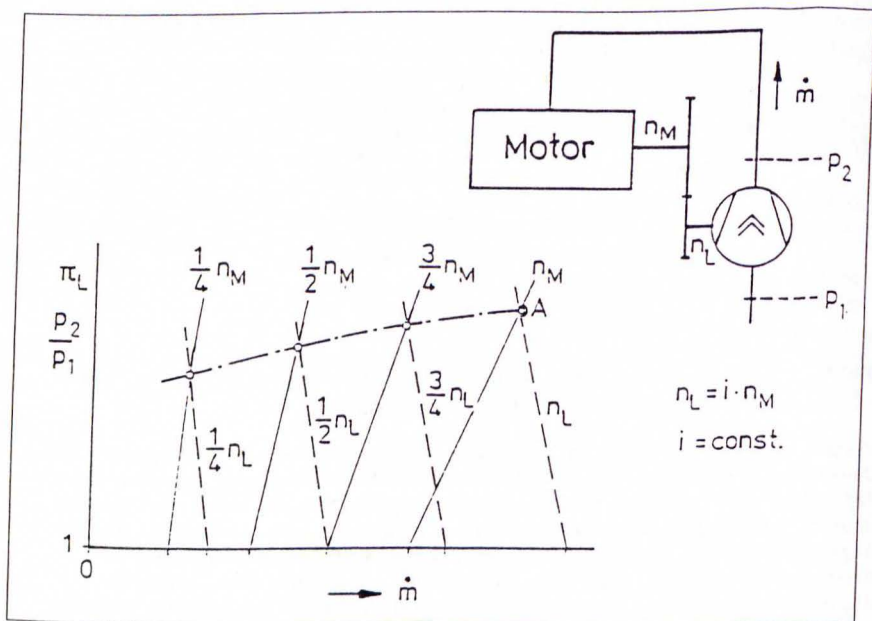


Bild 2: Zusammenwirken des ungedrosselten Viertaktmotors mit dem unregelmäßigen Schraubenlader im Laderkennfeld

Wird ein Viertakt-Ottomotor mit einem unregelmäßigen Schraubenlader mechanisch aufgeladen, ergibt sich bei ungedrosseltem Motor und konstantem Übersetzungsverhältnis zwischen Lader und Motor ein für Verdrängerlader typischer Ladedruckverlauf (strichpunktierte Linie) über dem an den Motor gelieferten Massenstrom, wie er in **Bild 2** dargestellt ist.

Der Punkt A entspricht dabei dem Betriebspunkt bei Nennleistung. Soll ein anderer Zusammenarbeitspunkt erreicht werden, erfordert dies eine Änderung der Motorschlucklinie ($n_M = \text{const.}$) oder der Laderkennlinie ($n_L = \text{const.}$) oder eine Kombination beider Eingriffe.

Bei der Abgasturboaufladung wird die Laderdrehzahl nicht direkt von der Motordrehzahl bestimmt, sondern vom momentanen Abgasenergieangebot des Motors an den Abgasturbolader. Für Fahrzeugmotoren wird bei wastegate-geregeltem Turbolader dieser so

angepaßt, daß er den für das maximale Drehmoment $M_{\max}$ erforderlichen Ladedruck bereits bei einer niedrigen Motorteildrehzahl n_2 bringt (**Bild 3**). Diese liegt für PKW-Motoren bei etwa 40% der Motorenndrehzahl n_3 . Damit für höhere Motordrehzahlen ($n > n_2$) der Ladedruck nicht immer weiter ansteigt, wird heutzutage eine elektronische Ladedruckregelung verwendet. Dabei wird ein Waste-Gate-Ventil geöffnet, damit Abgas um die Turbine herumgeleitet werden kann, um den gewünschten kennfeldgeregelten Ladedruck zu erhalten.

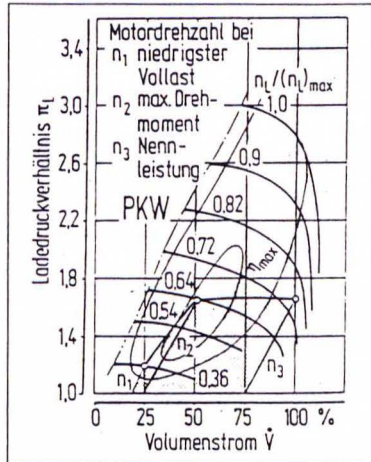


Bild 3: Vollast-Motorbetriebslinie im ATL-Laderkennfeld

Bild 4 zeigt denkbare und im Rahmen der Studie betrachtete Steuereinrichtungen.

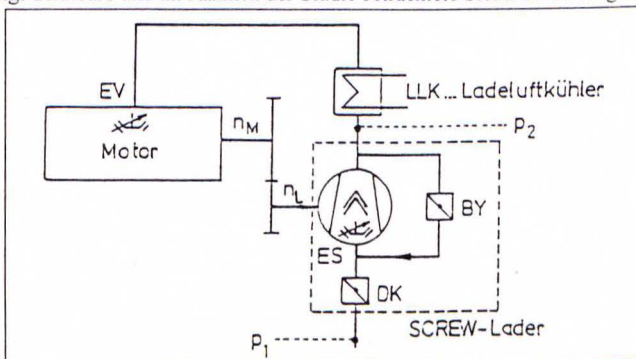


Bild 4: Schraubenlader-Motor-System mit den Steuereinrichtungen Drosselklappe (DK), Bypass (BY), Einlaßschieber (ES), variable Antriebsübersetzung (n_M/n_L), variables Einlaßventil (EV)

Eine andere Ladedruckregelung, wie sie zunehmend bei Dieselmotoren eingesetzt wird, ist die Verwendung einer Variablen Turbinengeometrie (VTG). Dabei wird durch das Verengen des Zuströmquerschnitts zum Turbinenlaufrad, vorzugsweise durch verstellbare Leitschaufeln das Enthalpieangebot an die Turbine und damit der betriebspunktabhängige Luftbedarf des Motors erreicht. Der Vorteil der VTG gegenüber der Waste-Gate-Regelung besteht in den grundsätzlich besseren Voraussetzungen für hohen Wirkungsgrad. Bei sehr kleinvolumigen Ottomotoren kann eine VTG jedoch kaum realisiert werden, da wegen der dann auch sehr kleinen Turbine ein verstellbarer Leitapparat kaum darstellbar ist. Ferner würden die kleinen Leitschaufeln den hohen Abgastemperaturen des Ottomotors nicht standhalten.

3. Motorschluckverhalten

Der Ottomotor arbeitet in der Regel mit Quantitätsregelung ($\lambda \approx \text{const.}$), d.h. die Ladungsmasse im Zylinder und damit die Motorlast werden vom Zylindervolumen und der Gasdichte im Zylinder zum Zeitpunkt des Einlaß-Schließens (ES) bestimmt. Bei konventionellen Ottomotoren wird die Gasdichte durch Drosselung des Drucks vor dem Einlaß mit einer Drosselklappe gesteuert. So entsteht während der Ansaugphase ein entsprechend geringer Druck im Zylinder, was jedoch zu einer Ladungswechselverlustleistung von bis zu 50% der indizierten Leistung führen kann. Beim aufgeladenen Ottomotor können diese Teillast-Drosselverluste infolge eines entsprechend höheren Ladedrucks vor der Drosselklappe sogar noch größer werden als beim Saugmotor [5].

Ein alternatives Laststeuerverfahren stellt das "Frühe Schließen der Einlaßventile" (FES) dar. Durch eine Verstellung der Schließzeit des Motor-Einlaßventils (EV) in Richtung "früh" läßt sich der Durchsatz durch den Motor verringern. Die zugehörige Verlagerung der Schlucklinie geht aus dem linken Teilbild von Bild 5 hervor.

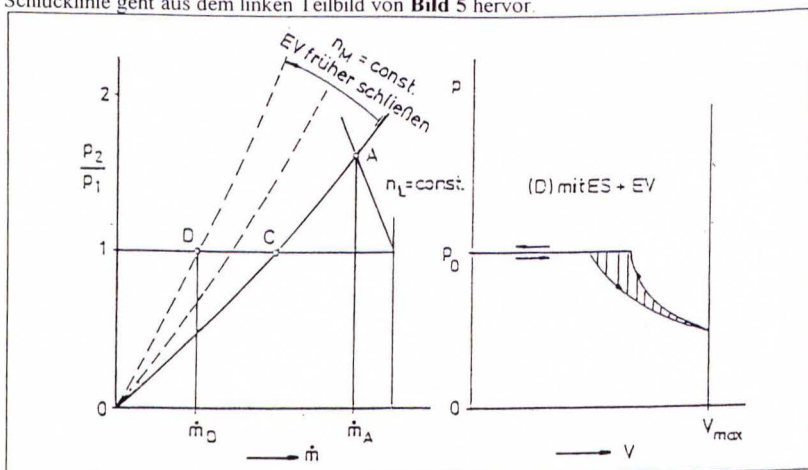


Bild 5: Steuerung des Schraubenlader-Motorsystems durch Einlaß-Steuerschieber (ES) und Frühes Einlaß-Schließen (FES)

Eine sinnvolle Anwendung dieses auch als "Miller-Verfahren" bekannten Verfahrens könnte nun darin bestehen, daß ausgehend vom Vollastpunkt A die Durchsatzverringering bis auf m_C , und damit auf einen "Ladedruck" gleich dem Umgebungsdruck, über einen Bypass am Lader vorgenommen wird und zur noch weiteren m -Verringerung, z.B. auf m_D , dann das Millerverfahren angewendet wird. Die Vorteile des Millerverfahrens gegenüber einem Drosseln vor dem Einlaßventil des Motors resultieren aus der zylinderinternen Expansion der Zylinderladung während des restlichen Saughubes, wenn das Einlaßventil bereits vor dem unteren Totpunkt des Kolbens schließt. Dies führt zu einer günstigeren Ladungswechselarbeit des Motors sowie zu einem tieferen Temperaturniveau der Zylinderladung während der anschließenden Kompressionsphase, was einen früheren und damit wirkungsgradgünstigeren Zündzeitpunkt erlaubt und zudem NO_x -senkend wirkt. Nachfolgend werden die Simulationsergebnisse der verschiedenen Laststeuerkonzepte beim Schraubenlader-Motor-System mit einem entsprechend leistungsgleichen abgasturboaufgeladenen Motor vergleichend dargestellt.

Untersucht wurden folgende Laststerverfahren beim Schraubenlader-Motor-System:

- Drosselklappe und Bypass
- FES und Bypass
- Drosselklappe und laderseitiger Einlaßsteuerschieber.

4. Motorprozeß - Simulation

Die rechnerische Untersuchung des Gesamtsystems Motor-Lader erfolgt mit Hilfe eines modular aufgebauten Programmsystems. Dieses kann den Gesamtprozeß des Ottomotors sowohl in stationären wie auch in dynamischen Betriebsphasen simulieren. Das Gesamtsystem unterteilt sich in die Teilsysteme Motor, Verdichter, Ladeluftkühler und Ein- und Auslaßleitung. Die Simulation der zylinderinternen Vorgänge des Ottomotors erfolgt durch Bestimmung der Zustandsgrößen des Arbeitsgases im Zylinder während eines Arbeitsspiels. Hierzu wird der reale Motor in ein null-dimensionales Rechenmodell übertragen, das nur zeitliche Zustandsänderungen des als homogen angesehenen Arbeitsgases berücksichtigt. Das Arbeitsgas wird als quasiideal angesehen, d.h. es gelten die Gesetze für ideale Gase, für die kalorischen Zustandsgrößen wird jedoch deren Abhängigkeit von Temperatur und Gaszusammensetzung berücksichtigt. Die Freisetzung der Verbrennungsenergie im Zylinder, der sogenannte Brennverlauf, kann aus einer thermodynamischen Analyse von Zylinderdruckmessungen ermittelt und dem System als Stützstellen vorgegeben werden, oder durch einen Ersatzbrennverlauf [6] angenähert werden. Durch den modularen Aufbau des Systems ist eine geeignete Erweiterung des nulldimensionalen Zylindermodells, die Berücksichtigung mehrerer Zylinder, mechanischer Lader und Leitungssysteme möglich. Die Modellierung der Ein- und Auslaßleitungen erfolgt im wesentlichen nach der Füll- und Entleermethode, bei der das Leitungssystem als Verknüpfung von Behältern angesehen wird, deren Zustände ähnlich wie der Zylinder quasistationär beschrieben werden. Zur Berücksichtigung der instationären Vorgänge in den Gaswechselleitungen, die speziell für das Saugrohr am Zylinder von Bedeutung sind, wurde die Füll- und Entleermethode derart erweitert, daß unter Anwendung der Akustischen Theorie die am Ein- und Austritt des Zylindersaugrohres unterschiedlichen Druckverläufe berechnet werden können [7].

Die Modellierung des Leitungssystems erfolgt durch eine Kombination einzelner Rohrstücke, die durch Übergänge wie Rohrverzweigungen oder Blenden miteinander verbunden sind. Diese Übergänge werden als Drosselstellen aufgefaßt, durch die Massenströme mit ihren spezifischen Enthalpien aufgrund des anliegenden Druckverhältnisses fließen. Bestimmt werden die Massenströme mit der Durchflußgleichung. Dafür müssen die effektiven Drosselquerschnitte bekannt sein, die in stationären Strömungsversuchen ermittelt werden. Für die Drosselklappe des Ottomotors werden die effektiven Querschnitte als Funktion des Öffnungswinkels vorgegeben, die effektiven Querschnitte am Ein- und Auslaßventil werden in Abhängigkeit vom Ventilhub und vom Wirkdruckverhältnis meßtechnisch bestimmt.

Die Aufladeaggregate werden durch entsprechende Kennfelder berücksichtigt..

In **Bild 6** ist der schematische Aufbau der jeweils untersuchten Gesamtsysteme Motor-Abgasturbolader (ATL-Motor) und Motor-Schraubenlader (SCREW-Motor) dargestellt.

Die Zylinder geben ihre Leistung über die Kurbelwelle, die sich mit der Drehzahl n_M dreht, an das Fahrzeug ab. Bei dem Motor mit Schraubenlader wird ein Teil der Motorleistung zum Antrieb des Laders benötigt.

Die vom Motor angesaugte Luft strömt zunächst durch den Behälter "Einlaßleitung", der im Rechenmodell den Luftfilterkasten und die daran angeflanschten Leitungen simulieren soll, zur Drosselklappe. Nach der Drosselklappe wird die Luft vom mechanisch angetriebenen Lader verdichtet und strömt durch den Ladeluftkühler zum Einlaßkrümmer. Im Einlaßkrümmer wird die dem Verbrennungsluftverhältnis λ entsprechende Menge Kraftstoff eingespritzt, bevor das Arbeitsgas durch das Saugrohr in den Zylinder einströmt. Die aus den Zylindern strömenden Abgase werden der Abgassammelleitung zugeführt und gelangen beim Motor-Schraubenlader-System anschließend in die Auspuffanlage, die im Rechenmodell als Behälter "Auslaßleitung" modelliert ist. Anschließend verläßt das Abgas das betrachtete System.

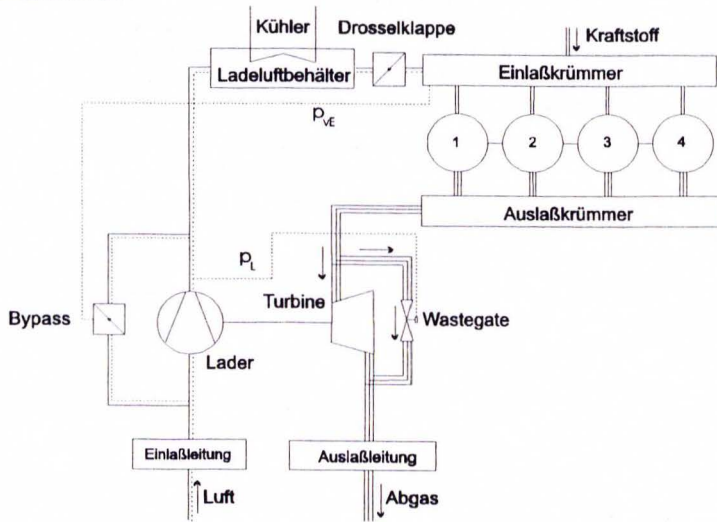
Beim ATL-Motor beaufschlagt das aus dem Auslaßkrümmer strömende Abgas die mit einem Wastegate ausgerüstete Turbine, die ihrerseits den Verdichter antreibt. Nach der Turbine durchströmt das Gas die Auslaßleitung, bevor es das System verläßt.

Die technischen Daten des ATL-Motors sind in **Tabelle 1** zusammengefaßt.

Zylinderanordnung:	R 4
Hubvolumen:	1781 cm ³
Nennleistung:	110 kW
Max. Drehzahl:	6500 min ⁻¹
Max. Drehmoment:	210 Nm
Max. Ladedruck(bei ATL-Aufladung):	1.75 bar

Tabelle 1: Technische Daten des ATL-Motors

ATL-Motor



SCREW-Motor

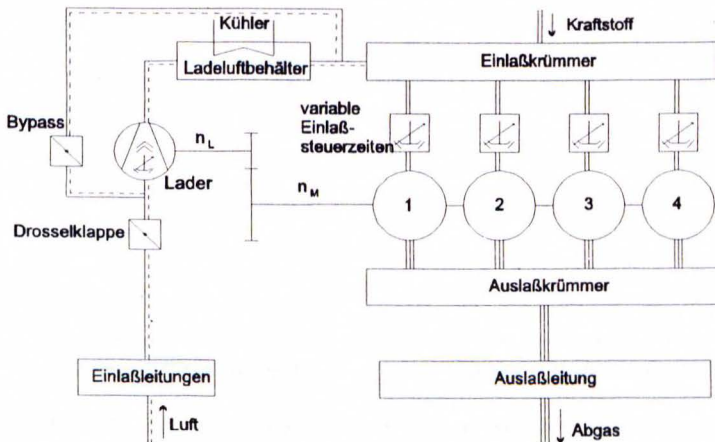


Bild 6: Simulationsmodelle des ATL-Motors und des SCREW-Motors

Die **Bilder 7 und 8** zeigen einen Rechnungs-Messungsvergleich zum stationären Betrieb des ATL-Motors. Der hier in Bild 7 beispielhaft dargestellte Vergleich von gemessenem und berechnetem Zylinderdruckverlauf bei 2000 min^{-1} an der Vollast zeigt sowohl in der Hochdruckphase als auch während des Ladungswechsels eine gute Übereinstimmung. Auch die in Bild 8 dargestellten integralen Motorbetriebswerte wie z. B. der Luftmassenstrom, der effektive Mitteldruck und die Abgastemperatur werden zufriedenstellend simuliert.

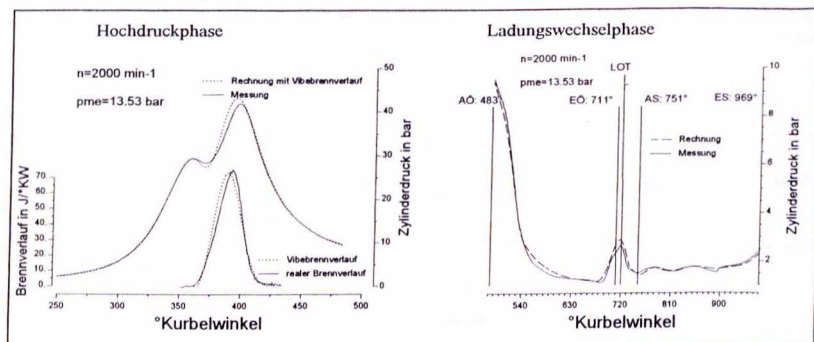


Bild 7: Rechnungs-Messungs-Vergleich von Zylinderdruckverlauf und Brennverlauf bei 2000 min^{-1} an der Vollast

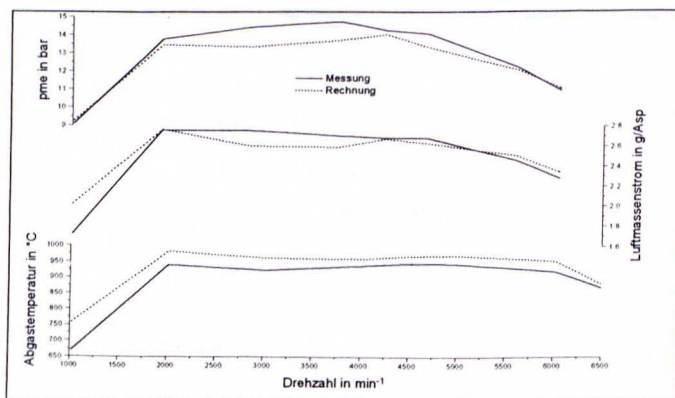


Bild 8: Rechnungs-Messungs-Vergleich integraler Motorbetriebswerte an der Vollast

5. Ergebnisse der Simulationsrechnungen des Gesamtsystems Motor-Lader

Der Turbolader des ATL-Motors ist so angepaßt, daß er den erforderlichen Ladedruck zur Erreichung des maximalen Drehmoments, bei etwa 30% der Motor-Nennzahl, liefert.

Damit dann bei höheren Drehzahlen das Drehmoment nicht weiter ansteigt, wird mit dem Wastegate-Ventil an der Turbine der Ladedruck auf den gewünschten Wert (ab)geregelt.

Der Schraubenlader liefert bei konstantem Übersetzungsverhältnis mit steigender Motordrehzahl einen stetig steigenden Ladedruck. Um nun die p_{mc} -Charakteristik des ATL-Motors nachbilden zu können, mußte der Lader so an den Motor angepaßt werden, daß er ebenfalls bei 30% der Motor-Nenn Drehzahl den maximalen Ladedruck liefert. Dabei war zu berücksichtigen, daß der Schraubenlader immer einen etwas höheren Ladedruck und damit einen größeren Massenstrom benötigt als der leistungsgleiche ATL-aufgeladene Motor, um die vom Motor zusätzlich aufzubringende Laderantriebsleistung darstellen zu können. Oberhalb dieser Drehzahl wird zur Anpassung des Ladedrucks an den Motorbedarf auf interne oder externe Steuereinrichtungen zurückgegriffen.

Für die Schraubenladerauslegung ergaben sich somit folgende Randbedingungen:

- Der Lader muß bei einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} einen Massenstrom von 187 kg/h liefern.
- Der Lader muß zur Erreichung der maximalen Zylinderfüllung bei 2000 min^{-1} ein Druckverhältnis von $\pi=1.8$ bar aufbauen.
- Die zulässige Maximaldrehzahl des Laders darf nicht überschritten werden.

Unter Berücksichtigung dieser Randbedingungen ergab sich ein Übersetzungsverhältnis von Lader- zu Motordrehzahl von $i=2.5$.

Vergleich des ATL-Motors mit dem SCREW-Motor

Bild 9 zeigt einen Vergleich zwischen dem ATL-Motor und den SCREW-Motorvarianten mit unterschiedlichen Laststeuerungsverfahren bei 2000 min^{-1} über dem effektiven Mitteldruck im stationären Betrieb. Dargestellt sind hier die kombinierten Laststeuerungsverfahren externer Bypass mit Drosselklappe, sowie externer Bypass mit FES und Drosselklappe mit laderseitigem Einlaßsteuerschieber.

Bei den Laststeuerungsverfahren mit Bypass wird ausgehend von der Vollast zunächst der externe Bypass geöffnet, bis sich am Lader ein Druckverhältnis von $\pi \approx 1$ einstellt, und zur weiteren Lastregulierung wird dann das zweite Steuerorgan Drosselklappe oder FES eingesetzt. Bei dem laderinternen Laststeuerungsverfahren mit Einlaßsteuerschieber wird ausgehend von der Vollast zunächst der Einlaßsteuerschieber bis auf ein Minimum geschlossen, bevor zur weiteren Lastabsenkung die Drosselklappe genutzt wird.

Bei allen Betriebspunkten wurde ein Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=1$ gewählt, wie es auch bei dem ATL-Motor im realen Betrieb bei 2000 min^{-1} eingestellt wird. Für die Modellierung des Brennverlaufs wurde der Ersatzbrennverlauf nach Vibe gewählt, mit einem bei allen Betriebspunkten konstanten Formparameter $m=1.8$. Der Zündzeitpunkt wurde bei den SCREW-Motor-Varianten so gewählt, daß sich die gleiche Klopfneigung [8] wie beim ATL-Motor einstellt. Brennbeginn und Brenndauer werden für jeden Betriebspunkt aus der Vorausberechnung in Abhängigkeit vom Referenzpunkt bestimmt.

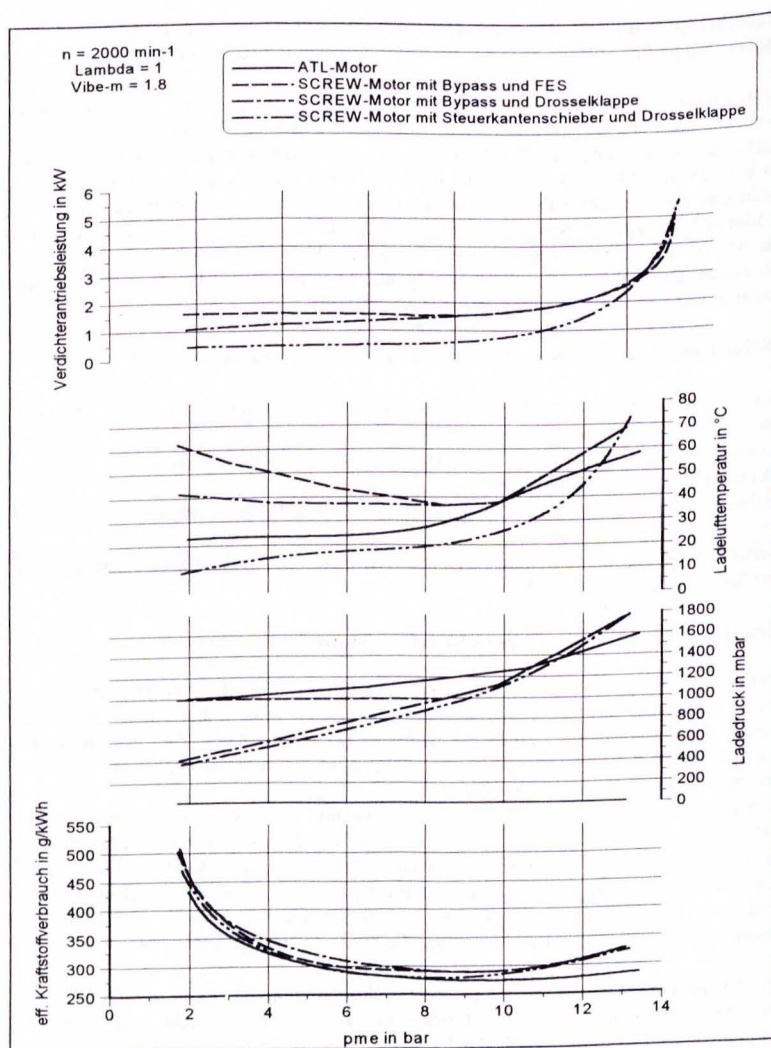


Bild 9: Vergleich zu den Motorbetriebswerten bei 2000 min^{-1}

Zusammenfassend liefert Bild 9 folgende Aussagen:

Im oberen Lastbereich ergeben sich für alle SCREW-Motor-Varianten ähnliche Betriebswerte. Da zur Erzielung der gleichen maximalen Leistung, wie sie der ATL-Motor

aufweist, ein höherer Ladedruck erforderlich ist als beim ATL-Motor und die Laderantriebsleistung vom Motor aufgebracht werden muß, ergibt sich hier ein Nachteil des SCREW-Motors gegenüber dem ATL-Motor. Durch den höheren Ladedruck und die damit verbundene höhere Temperatur vor Einlaß beim SCREW-Motor steigt ferner die Klopfneigung, so daß der Zündzeitpunkt gegenüber dem ATL-Motor später gelegt werden muß, was gleichzeitig eine zusätzliche Verschlechterung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs gegenüber dem des ATL-Motors zur Folge hat.

Im mittleren Teillastbereich ergeben sich nun deutliche Vorteile des SCREW-Motors mit Steuerkantenschieber gegenüber der SCREW-Motorvarianten mit bypassgesteuertem Lader. Allein durch den Steuerkantenschieber am Lader ist es möglich, den benötigten Luftmassenstrom und damit die Last des Motors im nahezu gesamten Motorkennfeld zu steuern. Lediglich bei Leerlauf unterhalb von 2000 min^{-1} ist das Schließen einer zusätzlichen Drosselklappe notwendig.

Wird nun ausgehend von der Vollast die Steuerkante am Ladereintritt mit abnehmender Last früher verschlossen, so strömt in den Lader weniger Masse ein, die dann im Lader unter den Atmosphärendruck entspannt wird. Somit sinkt die vom Lader aufgenommene Antriebsleistung, was den effektiven spez. Kraftstoffverbrauch positiv beeinflusst. Wie in Bild 9 dargestellt, kann man mit diesem Laststeuerverfahren im Teillastbereich die gleichen günstigen Kraftstoffverbrauchswerte erzielen wie beim ATL-Motor. Begünstigt wird dies zudem durch die niedrigere Ladelufttemperatur, die einen früheren Zündzeitpunkt zuläßt, bei kloppfreier Verbrennung.

Beim FES-System kann der Motor die Luft durch den Wegfall der Drosselklappe ungedrosselt ansaugen, wodurch die aufzubringende Ladungswechselarbeit sinkt. Ferner sinkt die Temperatur im Zylinder bei Kompressionsbeginn, da der Kolben zum Zeitpunkt des Einlaß-Schließens den unteren Totpunkt noch nicht erreicht hat, und das Frischgas während des verbleibenden Abwärtshubes des Kolbens im Zylinder entspannt wird. Daraus ergibt sich nun eine niedrigere Klopfneigung des Motors, so daß ein früherer Zündzeitpunkt gewählt werden kann, was sich günstig auf den spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauch auswirkt. In Bild 9 kann man deutlich erkennen, wie sich der effektive spez. Kraftstoffverbrauch des SCREW-Motors mit FES im mittleren Lastbereich an den des ATL-Motors annähert. Der SCREW-Motor mit Drosselklappe zeigt hier deutliche Nachteile.

Im unteren Teillastbereich zeigt das FES-Verfahren gegenüber der Drosselklappe nicht so deutliche Vorteile. Mit abnehmender Last benötigt der Motor immer weniger Frischgas, was beim FES-Verfahren dazu führt, daß der vom Lader geförderte und erwärmte Luftmassenstrom nicht vom Motor abgenommen wird und über das Bypaßventil wieder dem Lader auf der Einlaßseite zugeführt und erneut erwärmt wird. Beim SCREW-Motor mit Drosselklappe wird der Massenstrom bereits vor dem Lader durch die Drosselklappe begrenzt, so daß hier nur ein kleinerer Massenstrom im Kreis gefördert wird und sich die Luft nicht so stark erwärmen kann. Als Folge der Erwärmung werden die zuvor genannten Vorteile des FES-Verfahrens zum Nachteil. Mit steigender Temperatur im Zylinder kann das Ventil erst später geschlossen werden, nämlich erst dann, wenn sich die erforderliche Frischgasmenge im Zylinder befindet. Eine Temperaturabsenkung durch Entspannung des Frischgases im Zylinder findet nicht mehr so deutlich statt. Die Klopfneigung steigt und dem entsprechend muß ein späterer Zündzeitpunkt gewählt werden, was den Motorwirkungsgrad tendenziell verschlechtert.

In **Bild 10** ist für die einzelnen Motorvarianten der jeweilige effektive spezifische Kraftstoffverbrauch im gesamten Motorkennfeld dargestellt.

Im gesamten Lastbereich zeigt der ATL-Motor gegenüber den bypassgesteuerten SCREW-Motor-Varianten zum Teil deutliche Vorteile. Im Teillastbereich, wo ein Fahrzeug am häufigsten betrieben wird, erzielt jedoch der SCREW-Motor mit FES ähnlich günstige Betriebswerte wie der ATL-Motor.

Die Laststeuerung über einen Steuerkantenschieber am Verdichtereintritt bewirkt den günstigsten effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch im Vergleich mit den beiden anderen SCREW-Motoren. Im niedrigen bis mittleren Drehzahlbereich werden gleiche Werte erreicht wie bei der Abgasturboaufladung, bei höheren Drehzahlen werden im Teillastbereich die ATL-Motor-Betriebswerte sogar unterschritten.

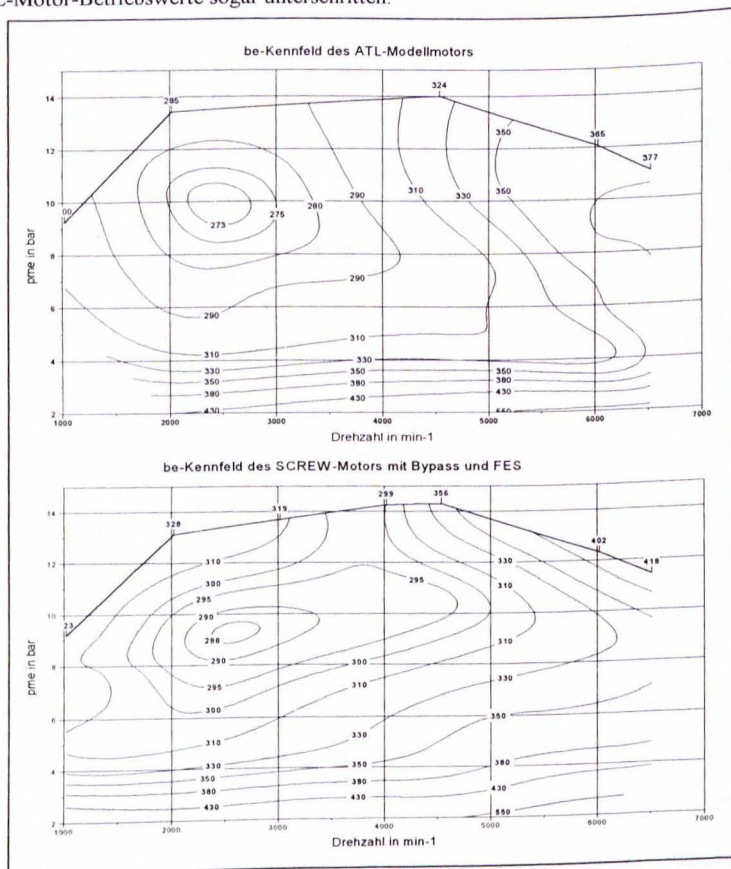


Bild 10a: be-Kennfelder der einzelnen Motorvarianten; be in g/kWh

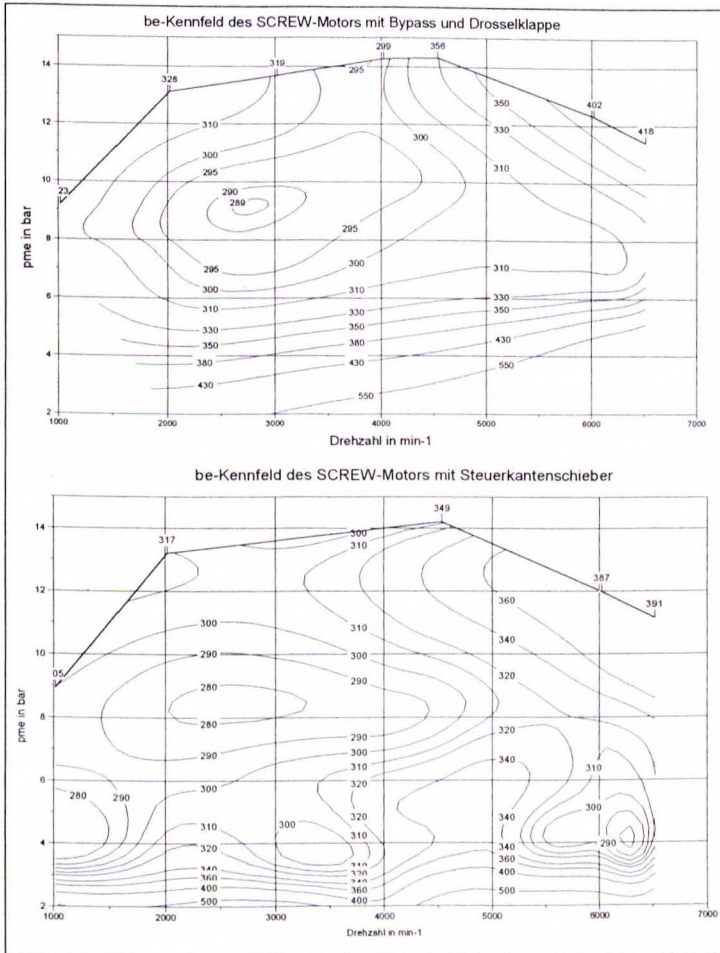


Bild 10b: be-Kennfelder der einzelnen Motorvarianten; be in g/kWh

Dynamisches Motorverhalten

Im folgenden wird das Beschleunigungsverhalten des mit mechanisch aufgeladenem Motor angetriebenen Fahrzeugs untersucht. Der Vorteil der mechanischen Aufladung gegenüber der Abgasturboaufladung besteht in dem schnellen Ladedruckaufbau bei plötzlicher Laststeigerung. Da beim ATL-aufgeladenen Ottomotor infolge der Quantitätsregelung nur

ein der Motorlast entsprechender Luftmassenstrom und damit Abgasmassenstrom zur Verfügung steht, fällt trotz der hohen Abgastemperaturen die Drehzahl des Laders bei Teillast stark ab.

Wird nun aus dem Leerlauf heraus plötzlich Vollgas gegeben, so muß die Turbine nicht nur die erforderliche Verdichterleistung für den gewünschten Ladedruck aufbringen, sondern auch noch die zusätzliche Leistung, um das Laufzeug des Turboladers von ca. 10.000 min^{-1} auf etwa 120.000 min^{-1} zu beschleunigen.

Für eine Fahrzeugvollastbeschleunigung aus dem Stand auf 100 km/h gibt der Fahrzeughersteller des ATL-Motors eine Zeit von $8,3 \text{ sec. an}$. Für das gleiche Fahrzeug ist eine Simulation der Vollastbeschleunigung mit dem mechanisch aufgeladenen Motor durchgeführt worden (**Bild 11**). Anhand des Ladedruckverlaufes ist zu erkennen, daß ein hoher Ladedruck und damit auch ein hohes Drehmoment bereits bei niedriger Drehzahl zur Verfügung stehen. Dadurch ergibt sich gegenüber dem ATL-Motor ein Zeitgewinn für die Beschleunigung von $0,6 \text{ Sekunden}$.

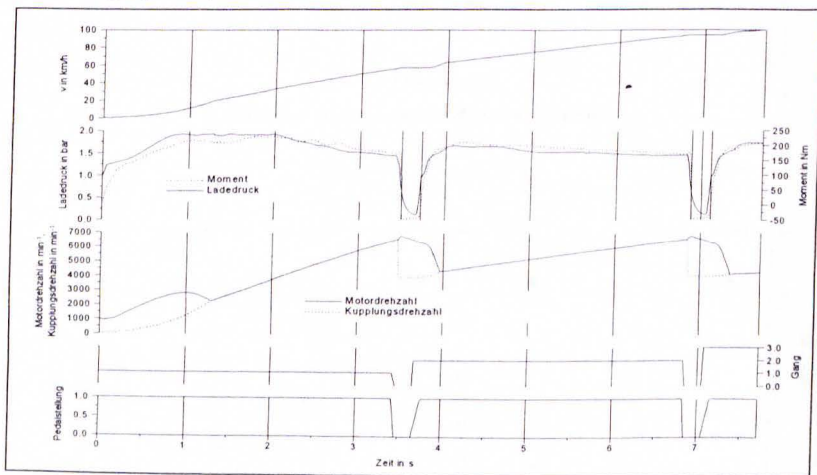


Bild 11: Simulation einer Fahrzeugvollastbeschleunigung mit dem mech. aufg. Ottomotor

6. Schlußfolgerung

Der hier mit einem schiebergesteuerten SCREW-Lader ausgerüstete Pkw-Ottomotor erzielt im Teillastbereich ähnlich günstige und teilweise sogar bessere Wirkungsgrade als der abgasturboaufgeladene Motor. An der Vollast ergibt sich aufgrund der benötigten Laderantriebsleistung allerdings ein schlechterer Wirkungsgrad.

Beim Beschleunigungsverhalten zeigt der mechanisch aufgeladene Motor aufgrund seines schnelleren Ladedruckaufbaus gegenüber der Abgasturboaufladung einen deutlichen Vorteil.

Die vorgestellten Untersuchungsergebnisse basieren auf Simulationsrechnungen. Die bei der Motorprozeß-Simulation verwendeten SCREW-Lader-Kennfelder wurden ebenfalls durch

Simulationsrechnungen erstellt, und können erst meßtechnisch verifiziert werden, sobald ein erster SCREW-Lader-Prototyp zur Verfügung steht. Da sich die Entwicklung dieses SCREW-Laders noch im Anfangsstadium befindet, ist in Zukunft mit weiteren Wirkungsgradsteigerungen zu rechnen.

Literatur

- [1] Zinner, K. Aufladung von Verbrennungsmotoren, Heidelberg, Springer Verlag 1985
- [2] Walzer, P. Mechanische Aufladung am Beispiel des Volkswagen-G-Laders, Emmenthal, K.-Automobil-Industrie 5/87, S. 437 ff
D. Klarhöfer, C.
- [3] Pucher, H., Mechanische Aufladung des Pkw-Dieselmotors mit einem
Vlaskos, I. Schraubenlader - eine Alternative zur Abgasturboaufladung?, VDI Berichte Nr. 1135, 1994
- [4] Glöckler, O.; Beitrag der Motorsteuerung für Ottomotoren zur Senkung des
Benninger, N. Kraftstoffverbrauchs. In: Stuttgarter Symposium 1995 Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Band 1: Motoren
F.
- [5] Ke, Y. Thermodynamische Untersuchung zur Laststeuerung und
Ladedruckregelung von abgasturboaufgeladenen Ottomotoren durch
frühes Einlaß-Schließen, VDI Fortschrittberichte Reihe 12, Düsseldorf
1993, VDI-Verlag
- [6] Vibe, I. I. Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren, Berlin:VEB
Verlag Technik, 1970
- [7] Woschni, G. Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen,
MTZ 26 (1965) 11
- [8] Franzke, D.E. Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen
Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze, Dissertation
TU München 1981
- [9] Neugebauer, S. Das instationäre Betriebsverhalten von Ottomotoren - experimentelle
Erfassung und rechnerische Simulation, Dissertation TU München 1996
- [10] Bredenbeck, J. Motorprozess-Simulation als Wissensbasis, Dissertation TU Berlin 1997